

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-026981

(43)Date of publication of application : 27.01.1995

(51)Int.Cl.

F02B 75/04  
F02D 15/04

(21)Application number : 05-177692

(71)Applicant : MIYAI EIJI

(22)Date of filing : 25.06.1993

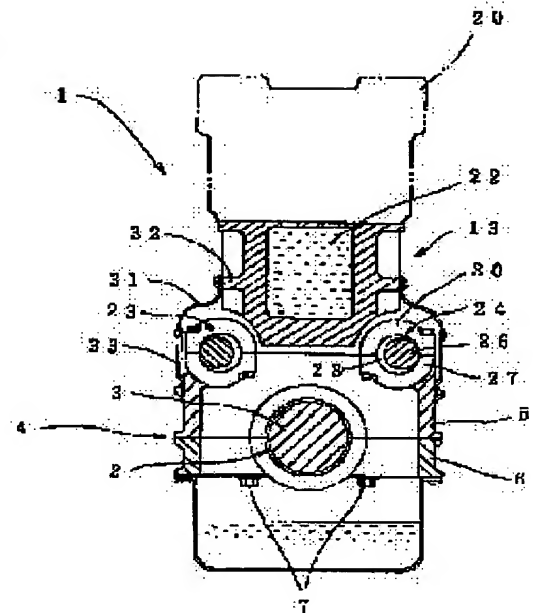
(72)Inventor : MIYAI EIJI

## (54) INTERNAL COMBUSTION ENGINE OF VARIABLE COMPRESSION RATIO

## (57)Abstract:

PURPOSE: To provide an internal combustion engine of variable compression ratio capable of realizing stabilization of compression ratio and also reliable control without changing the basic structure and the supporting method of a connecting rod or a crank shaft, etc.

CONSTITUTION: A crank case 4 and a cylinder block 13 are not integrally formed together but connected to each other by right and left two compression ratio changing cam shafts 23, 24. Both cam shafts 23, 24 are provided with small diameter parts 26 to be rotatably fitted to cam holders formed on the right and left lower ends of the cylinder block 13 and large diameter parts 28 to be rotatably fitted to the cam holders formed on the right and left upper ends of the crank case 4. Both cam shafts 23, 24 are so-called eccentric cams, and the center of the small diameter part 26 is horizontally and outwardly offset to the center of the large diameter part 28. Accordingly, when the cam shafts 23, 24 are rotated, the cylinder block 13 is moved up and down in relation to the crank case 4.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 25.06.1993

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 19.12.1995

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-26981

(43) 公開日 平成7年(1995)1月27日

(51) Int.Cl.<sup>°</sup>

F 0 2 B 75/04

F 0 2 D 15/04

識別記号

片内整理番号

7541-3G

D 7536-3G

F I

技術表示箇所

審査請求 有 請求項の数 5 F D (全 12 頁)

(21) 出願番号

特願平5-177692

(22) 出願日

平成5年(1993)6月25日

(71) 出願人 593137613

宮井 英次

神奈川県横浜市緑区鴨志田町533 グリー

ンヒル鴨志田東団地 2号棟304号

(72) 発明者 宮井 英次

神奈川県横浜市緑区鴨志田町533 グリー

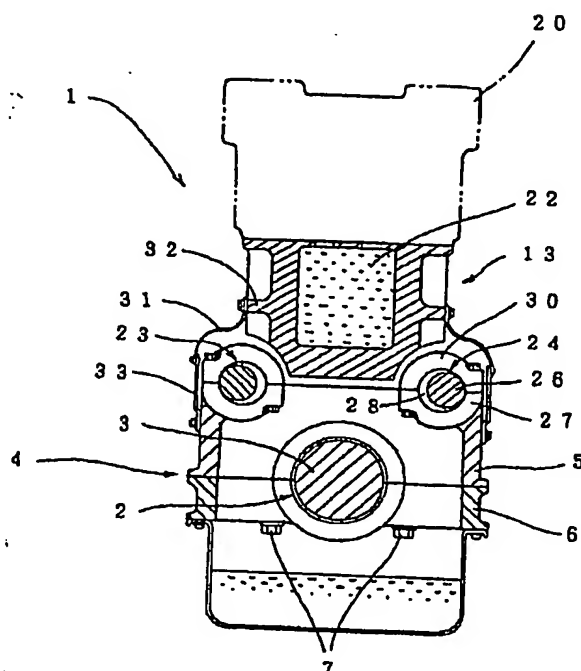
ンヒル鴨志田東団地 2号棟304号

(54) 【発明の名称】 可変圧縮比内燃機関

(57) 【要約】

【目的】 コネクティングロッドやクランクシャフト等の基本構造やその支持方法を変えずに、圧縮比の安定かつ確実な制御を実現できる可変圧縮比内燃機関を提供する。

【構成】 クランクケース4とシリンダブロック13とは一体となっておらず、左右2本の圧縮比変更用カムシャフト23、24により結合されている。両カムシャフト23、24は、シリンダブロック13の左右下端部に形成されたカムホルダ25に回動自在に嵌合する小径部26と、クランクケース4の左右上端部に形成されたカムホルダ27に回動自在に嵌合する大径部28とを具えている。両カムシャフト23、24はいわゆる偏心カムであり、小径部26の中心が大径部28の中心に対して水平かつ外側にオフセットしている。したがって、カムシャフト23、24が回動すると、シリンダブロック13がクランクケース4に対して上下に移動する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】コネクティングロッドの小端部に支持されたピストンがその内部を往復動するシリンダボアが形成されたシリンダブロックと、

前記コネクティングロッドの大端部を支持するクランクシャフトを回転自在に支持するクランクケースと、

前記シリンダブロックと前記クランクケースとを連結すると共に、これらシリンダブロックとクランクケースとを略前記シリンダボアの軸方向に沿って接近あるいは離反させる圧縮比変更手段とを備えたことを特徴とする可変圧縮比内燃機関。

【請求項 2】前記圧縮比変更手段が、前記シリンダブロックと前記クランクケースとの間に介装された少なくとも左右一対の偏心カム軸と、これら偏心カムを回転させる偏心カム軸駆動手段とからなることを特徴とする請求項 1 記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項 3】前記偏心カム軸駆動手段が、前記偏心カム軸に形成されたウォームホイールと、このウォームホイールに噛合うウォームギアと、このウォームギアを回転駆動するモータとからなることを特徴とする請求項 2 記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項 4】吸気系の圧力を検出する吸気圧検出手段と、

この吸気圧検出手段の検出結果に基づき、目標圧縮比を決定して前記圧縮比変更手段を駆動する圧縮比変更手段駆動制御手段とを備えたことを特徴とする請求項 1 記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項 5】スロットル弁の開閉速度を検出する開弁速度検出手段と、

この開弁速度検出手段の検出結果に基づき、前記目標圧縮比を補正して前記圧縮比変更手段を駆動する圧縮比変更手段駆動制御手段とを備えたことを特徴とする請求項 3 記載の可変圧縮比内燃機関。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、燃料のオクタン価や運転状態の変化等に応じて、圧縮比を変更できる可変圧縮比内燃機関に関する。

## 【0002】

【従来の技術】オットーサイクルやミラーサイクルによる火花点火内燃機関（以下、単にエンジンと称する）では、空気と燃料とを混合した混合気をシリンダ内で下降するピストンにより燃焼室に負圧吸引させ、しかる後に上昇するピストンにより所定の圧縮比で圧縮して上死点付近で点火し、混合気の膨脹によるピストンの下降エネルギーをコネクティングロッドとクランクシャフトとにより回転エネルギーに変換している。周知のように、エンジンの軸トルクは圧縮比に大きく依存し、一般に圧縮比が高いほど軸トルクが大きくなり、熱効率も上昇する。そのため、近年では一般自動車用の自然吸気エンジンに

おいては、燃料のオクタン価の上昇も相俟って、ノッキング限界に近い 9 ないし 11 程度の高圧縮比エンジンが主流となっている。

【0003】さて、上述した圧縮比はいわゆる理論圧縮比（幾何圧縮比）であり、この圧縮比での圧縮が実現されるのは、1 気圧の混合気が燃焼室に吸引された場合である。ところが、吸気系にはエアクリーナや吸気管等による吸気抵抗が存在するため、自然吸気では 1 気圧の混合気が燃焼室に吸引されることはない。また、例えばガソリンエンジンにおいては、吸気系内にバタフライ弁などのスロットル装置を配して出力制御を行っているため、スロットル装置の部分開放（パーシャルスロットル）時と全開放（フルスロットル）時とでは吸気系内の圧力が大きく異なる。すなわち、パーシャルスロットル時にはスロットル装置によるチョーク現象により吸気系内は負圧となり、燃焼室に吸引される混合気の量はフルスロットル時のそれを大きく下回ってしまう。その結果、圧縮比を高めることにより、フルスロットル時の熱効率を向上させることはできても、最も頻度の高いパーシャルスロットル時の熱効率は低下し、出力や燃費の悪化を余儀無くされていた。

【0004】一方、近年、自動車用エンジンでは、排気ターボチャージャ（以下、単に排気ターボと称する）やルーツ型ブロワー等の過給機を用いて、比較的小排気量でありながら大出力を得るものが多くなってきた。周知のように、過給機は排気ガスやクランク出力を動力源としてコンプレッサを駆動して吸入気（混合気）の加圧を行う装置であり、この過給機をエンジンに装着することにより燃焼室への混合気の充填効率が上がり、大排気量エンジンと同等の出力を得ることが可能となる。そして、自動車用エンジンに装着される過給機としては、簡便で駆動損失や騒音の少ない排気ターボが最も多く用いられている。

【0005】一般に、排気ターボ付エンジンでは、充填効率が自然吸気エンジンより高くなる高回転域におけるノッキングを防止するため、理論圧縮比を 7 ないし 8.5 程度と低くしている。ところが、排気ターボは排気ガスを動力源としている都合上、当然のことながら排気ガス量の少ないエンジンの低回転域ではコンプレッサの回転数が低く、過給作用が殆ど無くなる。その結果、低速走行時においては、もともと低く設定された理論圧縮比と充填効率の低下とにより、熱効率が極端に低くなり、出力の低下と燃費の悪化とがもたらされていた。また、過給圧が所定の値より高くなった場合、ブローアップを防止するため、ウエイストゲート等を用いて排気ガスをタービンに送らずに排気系に逃がしている。そのため、排気ガスのエネルギーを完全に利用することもできなかった。

【0006】そこで、近年運転中に圧縮比を変更することのできる、種々の可変圧縮比内燃機関が提案されてい

る。これら従来の可変圧縮比内燃機関の原理は、大きく3系統に分けられる。

【0007】第1のものはシリンダヘッドの燃焼室にピストン様の容積変更部材を摺動自在に設け、これを出没させることにより燃焼室容積を直接変更するもので、特開平1-125508号公報や特開平1-232104号公報等に記載されている。

【0008】また、第2のものはコネクティングロッドの小端部あるいは大端部に偏心スリーブを回動自在に設け、この偏心スリーブを所定角度回転させてコネクティングロッドの作用長（すなわち、ピストンストローク）を変えるもので、特公昭63-32972号公報や特公昭63-35816号公報等に記載されている。

【0009】そして、第3のものはクランクケースとクランクシャフトのジャーナルとの間に偏心スリーブを回動自在に設け、この偏心スリーブを所定角度回転させてクランクシャフトを上下に移動させるもので、特開昭55-64131号公報や特開昭58-57040号公報に記載されている。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上述した従来の可変圧縮比内燃機関には、それぞれ以下の問題点があった。例えば、第1のものでは、燃焼室に異物たる容積変更部材が出没する都合上、火炎伝播を理想的に行わせることができず、熱効率が逆に悪化する虞があった。また、圧縮比を大幅に変更するためには、容積変更部材の体積やその出没量を大きくしなければならず、燃焼室の形状が大きく変わってしまう等の問題もあり、現実的ではなかった。

【0011】また、第2のものでは、上下動および揺動を毎分数千回繰返すコネクティングロッドに偏心スリーブの駆動機構を組込まねばならず、設計が甚だ困難であると共に慣性質量の増加や耐久性の確保を考慮するとその実現は難しかった。また、偏心スリーブの駆動機構に油圧を用いるため、一般には圧縮比の切替えが2段階でしか行えず、運転状態に応じたきめ細い制御ができなかった。

【0012】更に、第3のものでは、クランクシャフトのみを上下に移動させるため、クランクシャフトを変速機やプロペラシャフトに直に結合することができない。そのため、内歯歯車と外歯歯車を組合わせた特殊なカップリング等を用いる必要があり、かつそのカップリングもエンジンの最大出力に耐え得るものでなければならず、強度確保も難しかった。

【0013】そのため、現段階で可変圧縮比内燃機関として実用に供されたものは皆無であり、その実現が望まれていた。

【0014】本発明は上記状況に鑑み成されたもので、コネクティングロッドやクランクシャフト等の基本構造やその支持方法を変えずに、圧縮比の安定かつ確実な制

御を実現できる可変圧縮比内燃機関を提供することを目的とする。

【0015】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明の可変圧縮比内燃機関はコネクティングロッドの小端部に支持されたピストンがその内部を往復動するシリンダボアが形成されたシリンダブロックと、前記コネクティングロッドの大端部を支持するクランクシャフトを回動自在に支持するクランクケースと、前記シリンダブロックと前記クランクケースとを連結すると共に、これらシリンダブロックとクランクケースとを略前記シリンダボアの軸方向に沿って接近あるいは離反させる可変圧縮比変更手段とを備えたことを特徴とする。

【0016】また、本発明の可変圧縮比内燃機関は、吸気系の圧力を検出する吸気圧検出手段と、この吸気圧検出手段の検出結果に基づき、目標圧縮比を決定して前記圧縮比変更手段を駆動する圧縮比変更手段駆動制御手段とを備えたことを特徴とする。

【0017】

【作用】本発明の可変圧縮比内燃機関によれば、例えば吸気圧センサにより混合気の充填効率が低いパーシャルスロットル状態を検出した際には、偏心カムを所定の方向に回動させてシリンダブロックとクランクケースとを接近させる。すると、燃焼室に対するピストンの上死点位置が上昇して圧縮比が高くなり、高い熱効率が得られ燃費も向上する。一方、混合気の充填効率が低いフルスロットル状態を検出した際には、偏心カムを逆方向に回動させてシリンダブロックとクランクケースとを離反させる。すると、燃焼室に対するピストンの上死点位置が下降して圧縮比が低くなり、ノッキングが防止される。

【0018】

【実施例】以下、本発明による可変圧縮比内燃機関の一実施例について添付の図面を参照して説明する。図1、図2（図1中のA-A断面図）、図3（図1中のB-B断面図）に示したように、本実施例のエンジン1は、直列4気筒（図中に、ボアの中心線をBCで示す）のDOHCガソリンエンジンであり、その吸排気系には図示しない排気ターボが装着されている。クランクシャフト2のクランクジャーナル3を回動自在に支持するクランクケース4はアッパクランクケース5とロアクランクケース6とからなっており、クランクシャフト2を組込んだ状態でボルト7により締結・一体化されている。クランクシャフト2のクランクピン8には、コネクティングロッド（以下、コンロッドと略称する）9の大端部10が回動自在に支持されている。図中、11はロアクランクケース6の下端面に取付けられたオイルパンであり、12はエンジンオイルである。

【0019】クランクケース4の直上部にはシリンダブロック13が配置されており、そのボア14内にはピストン15が摺動自在に嵌合している。ピストン15はピ

ストンピン16を介してコンロッド9の小端部17に揺動自在に支持されており、ピストン15がボア14内を往復動すると、クランクシャフト2が回転するようになっている。シリンダブロック12の上端面には、吸排気バルブ18、19や図示しない動弁機構等が組込まれたシリンダヘッド20が搭載されており、ピストン14の上端面との間に燃焼室21を形成する。尚、シリンダブロック12とシリンダヘッド20とは、図示しないヘッドボルトにより、強固に締結されている。図中、22はシリンダブロック13およびシリンダヘッド20に形成された冷却水用のウォータギャラリである。

【0020】さて、本実施例のエンジン1では、クランクケース4とシリンダブロック13とは一体となっており、圧縮比変更手段である左右2本の圧縮比変更用カムシャフト（以下、カムシャフトと略称する）23、24により結合されている。両カムシャフト23、24は、シリンダブロック13の左右下端部に形成されたカムホルダ25に回動自在に嵌合する小径部26と、クランクケース4の左上端部に形成されたカムホルダ27に回動自在に嵌合する大径部28とを具えている。両カムシャフト23、24はいわゆる偏心カムであり、小径部26の中心が大径部28の中心に対して水平かつ外側にオフセットしている。したがって、カムシャフト23、24が回動すると、シリンダブロック13がクランクケース4に対して上下に移動する。

【0021】図1に示したように、小径部26はボアの中心線BCの真横すなわち前後方向でクランクピン8と同位相に配置され、大径部28はボアの中心線BCの間すなわちクランクジャーナル3と同位相に配置されている。図中、29、30はホルダキャップであり、カムシャフト23、24を組込んだ状態で、それぞれカムホルダ25、27にボルト締めされている。また、31はばね鋼板やゴム板等の弾性材からなるシールプレートであり、シリンダブロック13に形成された横リブ32とクランクケース4の側面にボルト締めされたサイドプレート33との間に介装されている。このシールプレート31は、シリンダブロック13とクランクケース4との相対動に伴って弾性変形して両者の隙間を塞ぎ、エンジン1内への塵埃の侵入や大気へのブローバイガスやエンジンオイルの流出を防止する。

【0022】図4（図1中のC-C断面図）に示したように、クランクケース4の前後方向の中央部には、偏心カム軸駆動手段であるウォーム駆動機構34とサーボモータ35とが組込まれている。ウォーム駆動機構34は、カムシャフト23、24の大径部28に一体的に形成されたウォームホイール36と、このウォームホイール36に噛合う鼓型ウォームギア37とからなっている。鼓型ウォームギア37は、アッパクランクケース5とホルダキャップ30とに嵌合・装着された、一對のテーパーラベアリング38により回動自在に支持されて

いる。サーボモータ35は、その回転軸が鼓型ウォームギア37に固着されており、図示しない駆動制御装置に制御されて正逆両回転方向に回転駆動される。

【0023】本実施例のエンジン1は、ボアとストロークとが共に86mmのいわゆるスクエアエンジンであり、1気筒当たりの排気量は約500cc（総排気量は約1998cc）である。したがって、圧縮比を9とすると、燃焼室21の容積は62.5ccとなる。本実施例では、9を基準圧縮比としており、この場合、図4に示したようにカムシャフト23、24の小径部26の中心O<sub>s</sub>と大径部28の中心O<sub>L</sub>とを結ぶ線が水平になっている。尚、中心O<sub>s</sub>と中心O<sub>L</sub>のオフセット量は10mmである。

【0024】一方、図5に示したように、本実施例では、エンジン1に関する種々の制御を行うための、ECU（Electronic Control Unit）40が具えられている。ECU40には、エンジン1の吸気マニホールド41内の圧力を検出する吸気圧センサ42と、スロットルバルブ43の開閉速度を検出するスロットルセンサ44と、シリンダヘッド20に取付けられてノッキングを検出するノックセンサ45からの情報が入力する。この他、ECU40には、吸気量、冷却水温、吸気温度等多数の運転情報が入力するが、ここではその記載を省略する。図中、46は排気ターボであり、図示しないエアクリーナから吸入した空気を加圧し、サージタンク47を介してスロットルバルブボデー48に供給する。

【0025】一方、ECU40からは、図示しない点火ドライバを介して、イグニッションプラグ49に駆動信号が出力され、これもまた図示しないモータドライバを介して、サーボモータ35に駆動信号が出力される。この他、ECU40からは、フュエルインジェクタ等にも駆動信号が出力されるが、ここではその記載を省略する。図中、50はクランクケース4とシリンダブロック13との相対変位を検出するリニアエンコーダであり、その検出情報はECU40に入力する。

【0026】以下、本実施例の作用を述べる。本実施例では、エンジン1が運転を開始すると、燃料噴射制御や点火時期制御と共に、ECU40が所定の制御インターバルで圧縮比制御を行う。圧縮比制御に当たっての基本情報は吸気圧センサ42から入力する吸気マニホールド41内の圧力すなわち吸気圧であり、例えばアイドル時や低回転域におけるバーシャルスロットル時においては、これは負圧となる。ECU40では、この負圧の程度に応じた目標圧縮比を設定し、左右のサーボモータ35を左回転方向に所定量駆動する。すると、図6に示したように、鼓型ウォームギア37を介して、右側のウォームホイール36は時計回りに回転し、左側のウォームホイール36は反時計回りに回転する。ウォームホイール36が回転すると、これと一体のカムシャフト23、24も同方向に回転し、小径部26の中心O<sub>s</sub>が大

径部 28 の中心  $O_L$  に対して斜め下方に移動する。

【0027】ここで、ウォームホイール 36 すなわちカムシャフト 23、24 の回動角度を  $20^\circ$  とすると、中心  $O_S$  と中心  $O_L$  のオフセット量が  $10\text{mm}$  であるから、中心  $O_S$  は中心  $O_L$  より約  $3.4\text{mm}$  下降し、シリンダブロック 13 もクランクケース 4 に対して同じ量下降することになる。この場合、燃焼室 21 の容積は約  $42.8\text{cc}$  となり、理論圧縮比は  $12.7$  となる。その結果、吸気圧が負圧で充填効率が低い状態でも、実圧縮比の上昇により熱効率は高くなり、出力と燃費とが共に向上するのである。尚、カムシャフト 23、24 の回動に伴い、小径部 26 の中心  $O_S$  は大径部 28 の中心  $O_L$  に対して内側にも移動し、回動角度  $20^\circ$  ではその移動量は左右で約  $1.2\text{mm}$  となるが、これはクランクケース 4 とシリンダヘッド 13 との弾性変形により吸収する。また、シリンダブロック 13 のクランクケース 4 に対する移動量はリアエンコーダ 50 により検出され、ECU 40 ではこの検出結果に基づいてフィードバック制御を行う。

【0028】一方、低回転域におけるフルスロットル時や、排気ターボ 46 による過給が盛んに行われる高回転域においては、吸気圧は急激に上昇する。この場合も、ECU 40 では、この吸気圧の程度に応じた目標圧縮比を設定し、左右のサーボモータ 35 を今度は右回転方向に所定量駆動する。すると、図 7 に示したように、鼓型ウォームギア 37 を介して、右側のウォームホイール 36 は反時計回りに回転し、左側のウォームホイール 36 は時計回りに回転し、前述とは逆に小径部 26 の中心  $O_S$  が大径部 28 の中心  $O_L$  に対して斜め上方に移動する。

【0029】ここで、ウォームホイール 36 すなわちカムシャフト 23、24 の回動角度を  $20^\circ$  とすると、中心  $O_S$  は中心  $O_L$  より約  $3.4\text{mm}$  上昇し、シリンダブロック 13 もクランクケース 4 に対して同じ量上昇することになる。この場合、燃焼室 21 の容積は約  $82.2\text{cc}$  となり、理論圧縮比は  $7.1$  となる。その結果、吸気圧が高く充填効率が低い状態でも、実圧縮比はそれほど上がらず、ノッキングが防止されると共に高出力が得られるのである。

【0030】上述したように、クランクケース 4 とシリンダブロック 13 とを上下方向に相対移動させる場合、バルブ駆動機構が若干の問題となる。すなわち、OHC エンジンではシリンダヘッド 20 内の動弁機構を構成するカムシャフトを、カムチェーンやタイミングベルトを介して、クランクシャフト 2 により駆動している。したがって、クランクシャフト 2 とシリンダヘッド 20 との距離が変化すると、バルブタイミングが狂ってしまうのである。本実施例では、この問題は、カムチェーンやタイミングベルトのアイドルブリーを、サーボモータや簡単なリンク機構により、シリンダヘッド 13 の移動と同

期させて移動させることにより解決するが、その詳細は記載しない。尚、カムチェーン等に代えてシャフトドライブを採用する場合、スプライン結合を用いればこの問題は容易に解決できる。

【0031】一方、低回転域で急加速を行う等、パーシャルスロットル状態からフルスロットル状態に急激に変化した場合、本実施例では以下のような制御を行う。ECU 40 では、スロットルセンサ 44 により検出したスロットルバルブ 43 の開放速度が所定の値より高い場合、圧縮比が低くなる方向にサーボモータ 35 を駆動し、同時に点火時期を MBT (Minimam advance for the Best Torque) から所定量リタードさせてイグニッションプラグ 49 を駆動する。すると、周知のように燃焼室 21 内での燃焼圧力が低下し、ノッキングが未然に防止されるのである。尚、サーボモータ 35 の駆動量や点火時期のリタード量は、スロットルバルブ 43 の開放速度をパラメータとした学習制御を行う方式を採ることが望ましい。

【0032】この点火時期のリタードは、圧縮比の低下に伴って解消され、目標圧縮比が得られた時点で MBT に復帰する。したがって、点火時期のリタードによる燃費の低下は最小限に止められる。また、ノックセンサ 45 がノッキングを検出した場合も、これと同様に圧縮比の低下と点火時期のリタードとを併用し、ノッキングを防止する。

【0033】以上で本発明の好適な一実施例の説明を終えるが、本発明の態様はこの実施例に限るものではない。例えば、上記実施例ではカムシャフト 23、24 の小径部 26 と大径部 28 のオフセット量を  $10\text{mm}$  としたが、この数値は任意に設定可能であるし、その回動角度も圧縮比の必要変更量に応じて決めることができる。また、カムシャフト 23、24 同士をギヤ等で連結して同期回転させるようにしてもよいし、その駆動手段としてステップモータや油圧シリンダ等を用いてもよい。更に、上述したような電気的な制御を行わず、燃料のオクタン価の変動等に応じて、カムシャフトの 23、24 の駆動を手動で行うようにしてもよい。

【0034】一方、上記実施例では左右のカムシャフト 23、24 の小径部 26 と大径部 28 との位置関係を左右対称としたが、図 8 に示したように、その位置関係を同一にしてもよい。この場合、回動に伴う小径部 26 の中心と大径部 28 の中心との相対移動は左右のカムシャフト 23、24 で同一の方向となり、クランクケース 4 とシリンダヘッド 13 との弾性変形はなくなる。また、上記実施例は直列エンジンに採用したものであるが、図 9 に示したように、V 型エンジンに採用してもよいし、カムシャフトの本数を 3 本以上配置するようにしてもよい。更に、圧縮比変更手段として、カムシャフトに代えてボールスクリュウやラック機構等を採用してもよい。

【0035】

【発明の効果】以上、詳細に説明したように、圧縮比変更手段を用いて、シリンダブロックとクランクケースとを略シリンダボアの軸方向に沿って接近あるいは離反させるようにしたため、混合気の充填効率に応じて圧縮比を適宜変更することが可能となり、パーシャルスロットル時における燃費の低減と出力の向上とを図ることができる一方、フルスロットル時におけるノッキングも防止される。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の可変圧縮比機関の一実施例を示した側面図。

【図2】図1中のA-A断面図。

【図3】図1中のB-B断面図。

【図4】図1中のC-C断面図。

【図5】実施例の可変圧縮比機関の制御システムを示した説明図。

【図6】実施例の可変圧縮比機関において高圧縮にする状態を示した説明図。

【図7】実施例の可変圧縮比機関において低圧縮にする状態を示した説明図。

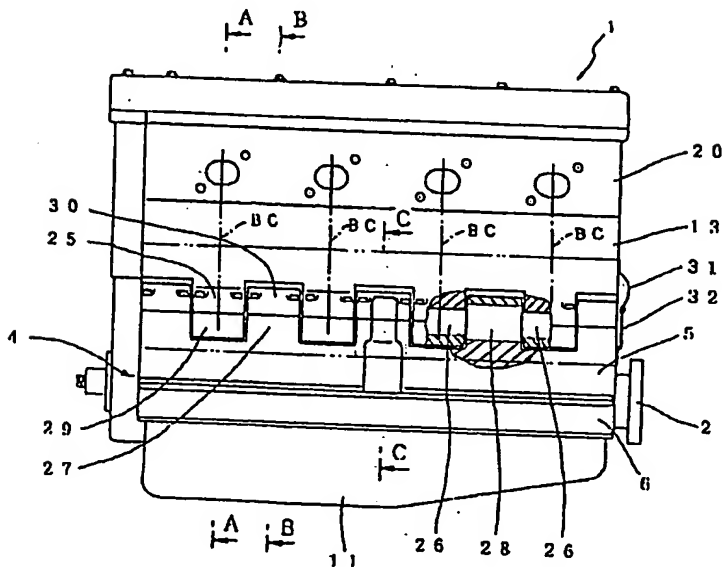
【図8】本発明の可変圧縮比機関の変形例を示した説明図。

【図9】本発明の可変圧縮比機関の変形例を示した説明図。

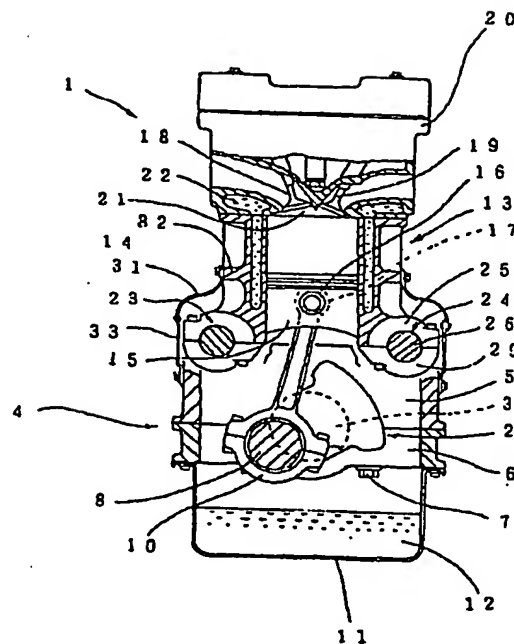
【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 クランクシャフト
- 4 クランクケース
- 5 アップクランクケース
- 6 ロアクランクケース
- 9 コネクティングロッド
- 10 大端部
- 13 シリンダブロック
- 14 ボア
- 15 ピストン
- 17 小端部
- 20 シリンダヘッド
- 23, 24 カムシャフト
- 35 サーボモータ
- 36 ウォームホイール
- 37 鼓型ウォームギア
- 40 ECU
- 41 吸気マニホールド
- 42 吸気圧センサ
- 43 スロットルバルブ
- 44 スロットルセンサ
- 45 ノックセンサ
- 46 排気ターボ
- 50 リニアエンコーダ

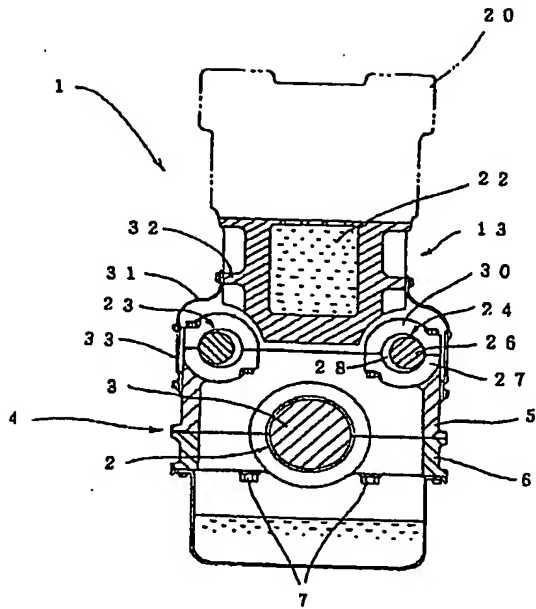
【図1】



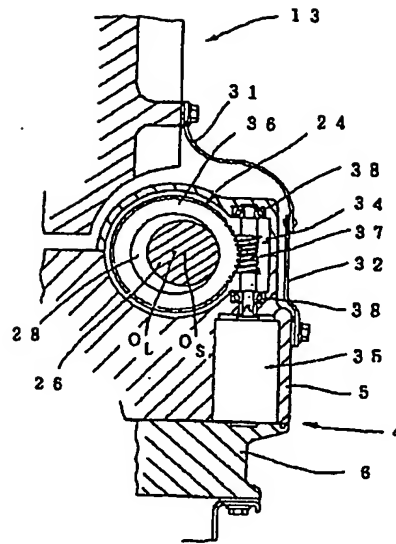
【図2】



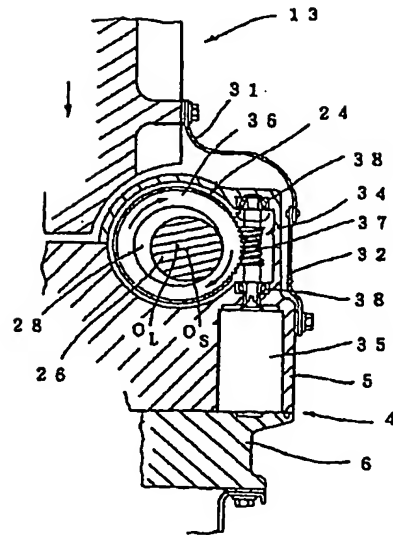
【図3】



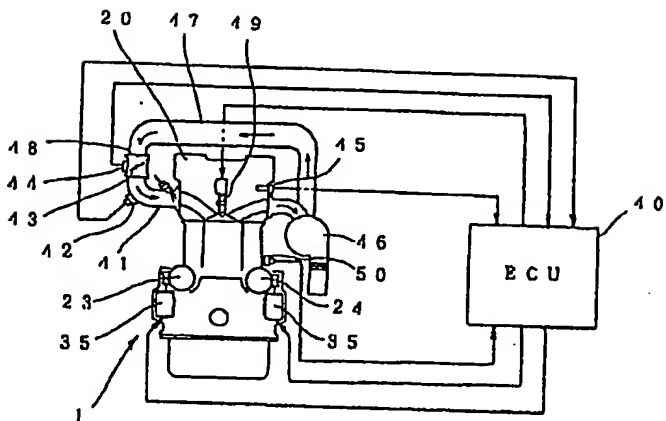
【図4】



【図6】

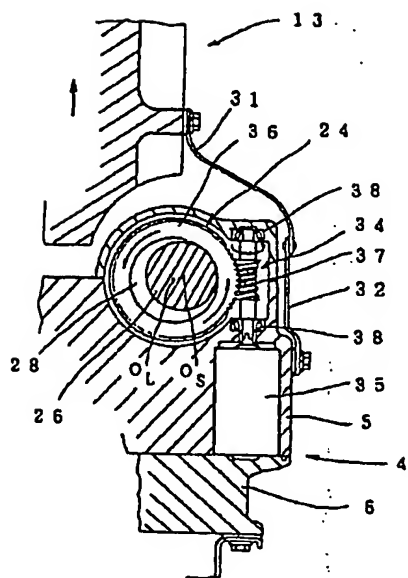


【図5】

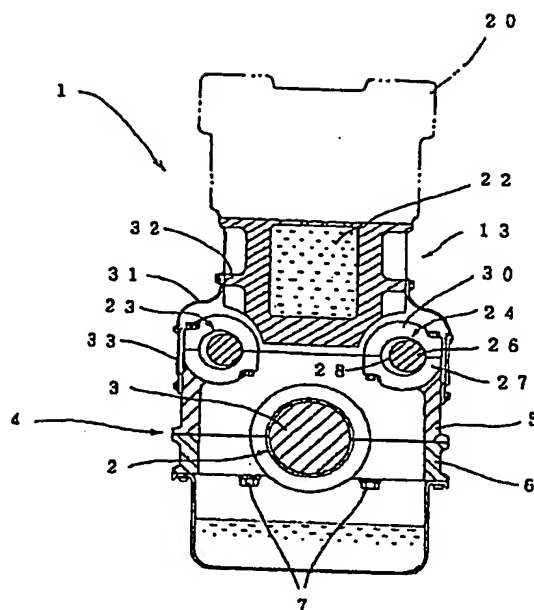




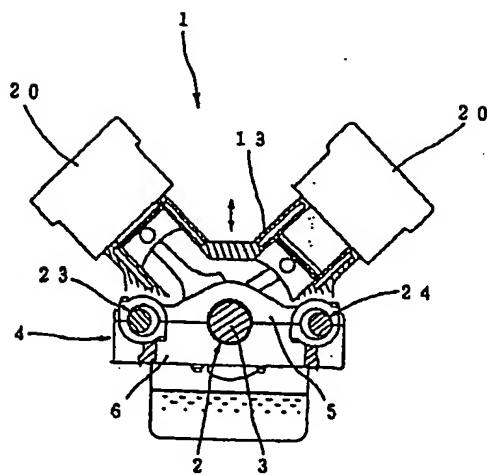
【図 7】



【図 8】



【図 9】



【手続補正番】

【提出日】平成 6 年 8 月 23 日

【手続補正 1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】特許請求の範囲

【補正方法】変更

【補正内容】

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 コネクティングロッドの小端部に支持さ

れたピストンがその内部を往復動するシリンダボアが形成されたシリンダブロックと、  
前記コネクティングロッドの大端部を支持するクランクシャフトを回転自在に支持するクランクケースと、  
前記シリンダブロックと前記クランクケースとを連結すると共に、これらシリンダブロックとクランクケースとを略前記シリンダボアの軸方向に沿って接近あるいは離反させる圧縮比変更手段とを備えたことを特徴とする可

変圧縮比内燃機関。

【請求項2】 前記圧縮比変更手段が、前記シリンダブロックと前記クランクケースとの間に介装された少なくとも左右一対の偏心カム軸と、これら偏心カムを回動させる偏心カム軸駆動手段とからなることを特徴とする請求項1記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項3】 前記偏心カム軸駆動手段が、前記偏心カム軸に形成されたウォームホイールと、このウォームホイールに噛合うウォームギアと、このウォームギアを回転駆動するモータとからなることを特徴とする請求項2記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項4】 吸気系の圧力を検出する吸気圧検出手段と、

この吸気圧検出手段の検出結果に基づき、目標圧縮比を決定して前記圧縮比変更手段を駆動する圧縮比変更手段駆動制御手段とを備えたことを特徴とする請求項1記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項5】 スロットル弁の開閉速度を検出する開弁速度検出手段を更に備え、

前記圧縮比変更手段駆動制御手段が、この開弁速度検出手段の検出結果に基づき、前記目標圧縮比を補正して前記圧縮比変更手段を駆動することを特徴とする請求項4記載の可変圧縮比内燃機関。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0019

【補正方法】変更

【補正内容】

【0019】クランクケース4の直上部にはシリンダブロック13が配置されており、そのボア14内にはピストン15が摺動自在に嵌合している。ピストン15はピストンピン16を介してコンロッド9の小端部17に揺動自在に支持されており、ピストン15がボア14内を往復動すると、クランクシャフト2が回転するようになっている。シリンダブロック13の上端面には、吸排気バルブ18、19や図示しない動弁機構等が組込まれたシリンダヘッド20が搭載されており、ピストン14の上端面との間に燃焼室21を形成する。尚、シリンダブロック12とシリンダヘッド20とは、図示しないヘッドボルトにより、強固に締結されている。図中、22はシリンダブロック13およびシリンダヘッド20に形成された冷却水用のウォータギャラリーである。

【手続補正3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0020

【補正方法】変更

【補正内容】

【0020】さて、本実施例のエンジン1では、クランクケース4とシリンダブロック13とは一体となっており、圧縮比変更手段である左右2本の圧縮比変更用カ

ムシャフト（以下、カムシャフトと略称する）23、24により結合されている。両カムシャフト23、24は、シリンダブロック13の左右下端部に形成されたカムホルダ25に回動自在に嵌合する小径部26と、アッパクランクケース5の左右上端部に形成されたカムホルダ27に回動自在に嵌合する大径部28とを具えている。両カムシャフト23、24はいわゆる偏心カムであり、小径部26の中心が大径部28の中心に対して水平かつ外側にオフセットしている。したがって、カムシャフト23、24が回動すると、シリンダブロック13がクランクケース4に対して上下に移動する。

【手続補正4】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0027

【補正方法】変更

【補正内容】

【0027】ここで、ウォームホイール36すなわちカムシャフト23、24の回動角度を20°とすると、中心OSと中心OLのオフセット量が10mmであるから、中心OSは中心OLより約3.4mm下降し、シリンダブロック13もクランクケース4に対して同じ量下降することになる。この場合、燃焼室21の容積は約42.8ccとなり、理論圧縮比は12.7となる。その結果、吸気圧が負圧で充填効率が低い状態でも、実圧縮比の上昇により熱効率は高くなり、出力と燃費とが共に向上するのである。尚、カムシャフト23、24の回動に伴い、小径部26の中心OSは大径部28の中心OLに対して内側にも移動し、回動角度20°ではその移動量は左右で約1.2mmとなるが、これはクランクケース4とシリンダブロック13との弾性変形により吸収する。また、シリンダブロック13のクランクケース4に対する移動量はリニアエンコーダ50により検出され、ECU40ではこの検出結果に基いてフィードバック制御を行う。

【手続補正5】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0030

【補正方法】変更

【補正内容】

【0030】上述したように、クランクケース4とシリンダブロック13とを上下方向に相対移動させる場合、バルブ駆動機構が若干の問題となる。すなわち、OHCエンジンではシリンダヘッド20内の動弁機構を構成するカムシャフトを、カムチェーンやタイミングベルトを介して、クランクシャフト2により駆動している。したがって、クランクシャフト2とシリンダヘッド20との距離が変化すると、バルブタイミングが狂ってしまうのである。本実施例では、この問題は、カムチェーンやタイミングベルトのアイドルブーリーを、サーボモータや簡単なリンク機構により、シリンダブロック13の移動と

同期させて移動させることにより解決するが、その詳細は記載しない。尚、カムチェーンドライブ等に代えてシャフトドライブを採用すると共に、スプライン結合を用いれば、この問題は容易に解決できる。

【手続補正 6】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0034

【補正方法】変更

【補正内容】

【0034】一方、上記実施例では左右のカムシャフト 23、24 の小径部 26 と大径部 28 との位置関係を左右対称としたが、図 8 に示したように、その位置関係を同一にしてもよい。この場合、回転に伴う小径部 26 の中心と大径部 28 の中心との相対移動は左右のカムシャ

フト 23、24 で同一の方向となり、クランクケース 4 とシリンダブロック 13 との弾性変形はなくなる。また、上記実施例は直列エンジンに採用したものであるが、図 9 に示したように、V 型エンジンに採用してもよいし、カムシャフトの本数を 3 本以上配置するようにしてもよい。また、圧縮比変更手段として、カムシャフトに代えてボールスクリューやラック機構等を採用してもよい。

【手続補正 7】

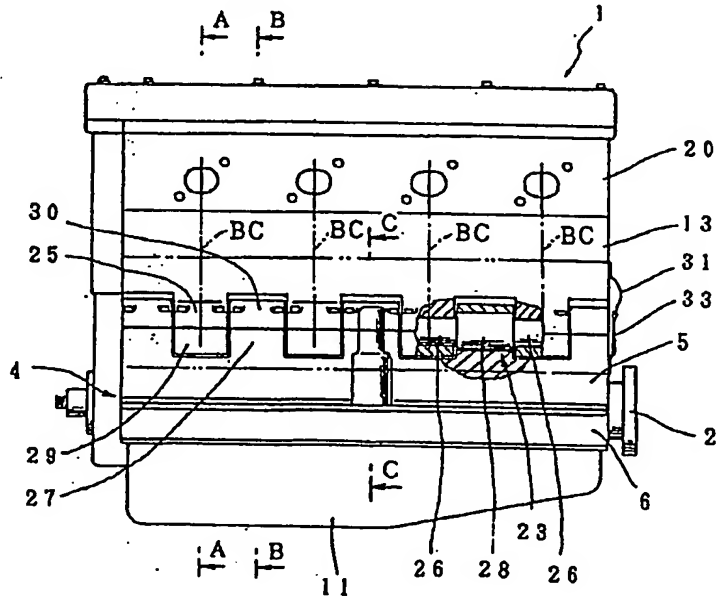
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 1

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 1】



【手続補正 8】

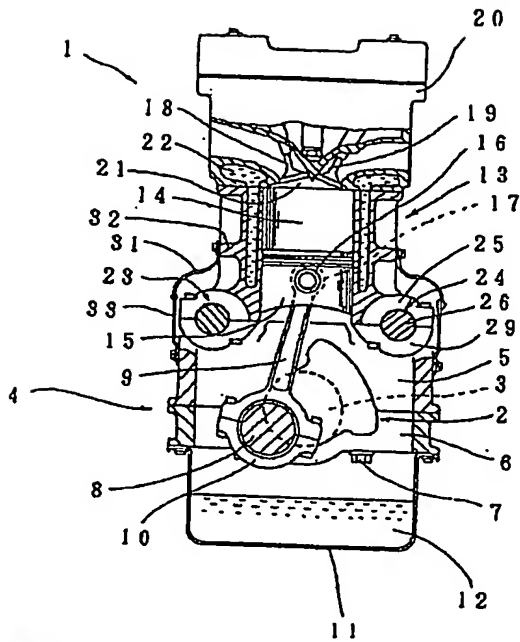
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 2

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 2】



【手続補正 9】

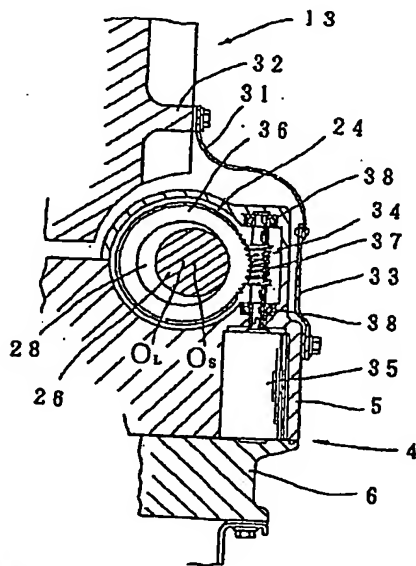
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 4

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 4】



【手続補正 10】

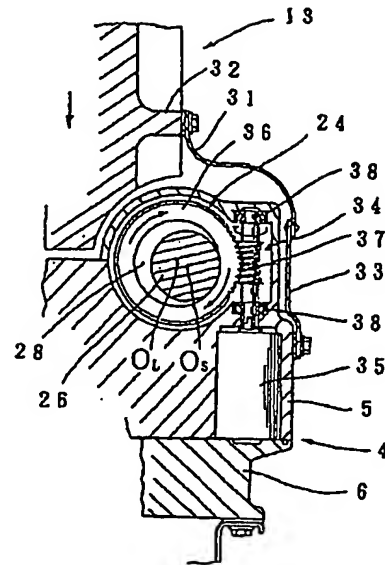
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 6

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 6】



【手続補正 11】

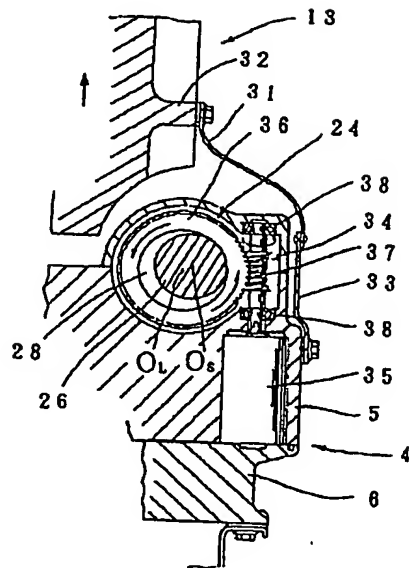
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 7

【補正方法】変更

【補正内容】

【図 7】



【手続補正番】

【提出日】平成 6 年 9 月 20 日

【手続補正 1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】特許請求の範囲

【補正方法】変更

【補正内容】

【特許請求の範囲】

【請求項 1】コネクティングロッドの小端部に支持されたピストンがその内部を往復動するシリンダボアが形成されたシリンダブロックと、

前記コネクティングロッドの大端部を支持するクランクシャフトを回転自在に支持するクランクケースと、

前記シリンダブロックと前記クランクケースとを連結すると共に、これらシリンダブロックとクランクケースとを略前記シリンダボアの軸方向に沿って接近あるいは離反させる圧縮比変更手段とを備えたことを特徴とする可変圧縮比内燃機関。

【請求項 2】前記圧縮比変更手段が、前記シリンダブロックと前記クランクケースとの間に介装された少なくとも左右一対の偏心カム軸と、これら偏心カムを回転させる偏心カム軸駆動手段とからなることを特徴とする請求項 1 記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項 3】前記偏心カム軸駆動手段が、前記偏心カム軸に形成されたウォームホイールと、このウォームホイールに噛合うウォームギアと、このウォームギアを回転駆動するアクチュエータとからなることを特徴とする請求項 2 記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項 4】吸気系の圧力を検出する吸気圧検出手段と、

この吸気圧検出手段の検出結果に基づき、目標圧縮比を決定して前記圧縮比変更手段を駆動する圧縮比変更手段駆動制御手段とを備えたことを特徴とする請求項 1 記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項 5】スロットル弁の開閉速度を検出する開弁速度検出手段を更に備え、

前記圧縮比変更手段駆動制御手段が、この開弁速度検出手段の検出結果に基づき、前記目標圧縮比を補正して前記圧縮比変更手段を駆動することを特徴とする請求項 4 記載の可変圧縮比内燃機関。

【手続補正 2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0022

【補正方法】変更

【補正内容】

【0022】図 4（図 1 中の C-C 断面図）に示したように、クランクケース 4 の前後方向の中央部には、偏心カム軸駆動手段であるウォーム駆動機構 34 と アクチュエータであるサーボモータ 35 とが組込まれている。ウォーム駆動機構 34 は、カムシャフト 23、24 の大径部 28 に一体的に形成されたウォームホイール 36 と、このウォームホイール 36 に噛合う鼓型ウォームギア 37 とからなっている。鼓型ウォームギア 37 は、アップクランクケース 5 とホルダキャップ 30 とに嵌合・装着された、一対のテーパローラベアリング 38 により回転自在に支持されている。サーボモータ 35 は、その回転軸が鼓型ウォームギア 37 に固着されており、図示しない駆動制御装置に制御されて正逆両回転方向に回転駆動される。

【手続補正 3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0030

【補正方法】変更

【補正内容】

【0030】上述したように、クランクケース 4 とシリンダブロック 13 とを上下方向に相対移動させる場合、バルブ駆動機構が若干の問題となる。すなわち、OHC エンジンではシリンダヘッド 20 内の動弁機構を構成するカムシャフトを、カムチェーンやタイミングベルトを介して、クランクシャフト 2 により駆動している。したがって、クランクシャフト 2 とシリンダヘッド 20 との距離が変化すると、バルブタイミングが狂ってしまうのである。本実施例では、この問題は、カムチェーンやタイミングベルトのアイドルブリーを、サーボモータや簡単なリンク機構により、シリンダブロック 13 の移動と同期させて移動させることにより解決するが、その詳細は記載しない。尚、カムチェーン等に代えてシャフトドライブを採用し、そのドライブシャフトを スプライン結合等を介して伸縮自在とすれば、この問題は容易に解決できる。

**\* NOTICES \***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the adjustable compression ratio internal combustion engine which can change a compression ratio according to the octane value of a fuel, change of operational status, etc.

[0002]

[Description of the Prior Art] In the jump-spark-ignition internal combustion engine (an engine is only called hereafter) by the Otto cycle or the mirror cycle, the combustion chamber was made to carry out negative pressure suction of the gaseous mixture which mixed air and a fuel with the piston which descends within a cylinder, and it compressed with the predetermined compression ratio with the piston which goes up after an appropriate time, and lit near the top dead center, and the downward energy of the piston by expansion of gaseous mixture is transformed into rotational energy with the connecting rod and the crankshaft. As everyone knows, it depends for the engine output torque on a compression ratio greatly, and the output torque becomes large and thermal efficiency also rises, so that compression is generally high. Therefore, in the natural aspiration engine for common automobiles at recent years, the rise of the octane value of a fuel also has 9 thru/or about 11 high compression ratio engine in use near a knocking limitation conjointly.

[0003] Now, the compression ratio mentioned above is the so-called theoretical compression ratio (geometric compression ratio), and that compression with this compression ratio is realized is the case where the gaseous mixture of one atmospheric pressure is attracted in a combustion chamber. However, since the inhalation-of-air resistance by the air cleaner, an inlet pipe, etc. exists in an inhalation-of-air system, in natural aspiration, the gaseous mixture of one atmospheric pressure is not attracted in a combustion chamber. Moreover, since throttle equipments, such as a butterfly valve, are arranged and the output control is performed in the inhalation-of-air system, for example in the gasoline engine, the pressures in an inhalation-of-air system differ greatly in the time of partial disconnection (partialness throttle) of throttle equipment, and all disconnection (full throttle). That is, at the time of a partialness throttle, the inside of an inhalation-of-air system will become negative pressure according to the choke phenomenon by throttle equipment, and the amount of the gaseous mixture attracted in a combustion chamber will be much less than it at the time of a full throttle. Consequently, even if it could raise the thermal efficiency at the time of a full throttle by raising a compression ratio, the thermal efficiency at the time of a partialness throttle with the highest frequency fell, and was obliged to aggravation of an output or fuel consumption.

[0004] On the other hand, in car motor, using superchargers, such as an exhaust air turbocharger (an exhaust air turbo is only called hereafter) and a root mold blower, though it is small displacement comparatively, what obtains high power has increased in recent years. It is equipment which a supercharger makes exhaust gas and a crank output the source of power, drives a compressor, and pressurizes inhalation mind (gaseous mixture) as everyone knows, and by equipping an engine with this supercharger, the charging efficiency of the gaseous mixture to a combustion chamber increases, and it

becomes possible to obtain an output equivalent to a large displacement engine. And as a supercharger with which car motor is equipped, it is simple and most few exhaust air turbos of drive loss or the noise are used.

[0005] Generally, with the engine with an exhaust air turbo, in order to prevent knocking in the high rotation region where a charging efficiency becomes higher than a natural aspiration engine, the theoretical compression ratio is made low with 7 thru/or about 8.5. However, in the low rotation region of an engine with few [ for the sake of the convenience which makes exhaust gas the source of power ] amounts of exhaust gas with a natural thing, an exhaust air turbo has the low rotational frequency of a compressor, and the supercharge operation of it is almost lost. Consequently, thermal efficiency became extremely low and the fall of an output and aggravation of fuel consumption were brought about by the theoretical compression ratio and the decline in a charging efficiency which were low set up from the first at the time of low-speed transit. Moreover, when charge pressure becomes higher than a predetermined value, in order to prevent a blow up, it has missed in the exhaust air system, without sending exhaust gas to a turbine using wastegate etc. Therefore, energy of exhaust gas was not able to be used completely, either.

[0006] Then, the various adjustable compression ratio internal combustion engines which can change a compression ratio during operation in recent years are proposed. The principle of the adjustable compression ratio internal combustion engine of these former is roughly divided into three lines.

[0007] The 1st thing prepares Mr. Piston's volume modification member in the combustion chamber of the cylinder head free [ sliding ], by making this appear frequently, changes volume of combustion chamber directly, and is indicated by JP,1-125508,A, JP,1-232104,A, etc.

[0008] Moreover, the 2nd thing is prepared for an eccentric sleeve in the small edge or large end of a connecting rod, enabling free rotation, carries out predetermined include-angle rotation of this eccentric sleeve, changes the operation length (namely, piston stroke) of a connecting rod, and is indicated by JP,63-32972,B, JP,63-35816,B, etc.

[0009] And between a crank case and the journal of a crankshaft, the 3rd thing is prepared for an eccentric sleeve, enabling free rotation, carries out predetermined include-angle rotation of this eccentric sleeve, moves a crankshaft up and down, and is indicated by JP,55-64131,A and JP,58-57040,A.

[0010]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, there were the following troubles in the conventional adjustable compression ratio internal combustion engine which mentioned above, respectively. For example, in the 1st thing, flame propagation could not be made to perform ideally for the sake of the convenience for which a foreign matter slack volume modification member haunts a combustion chamber, but there was a possibility that thermal efficiency might get worse conversely. Moreover, in order to change a compression ratio sharply, the volume and its amount of frequent appearance of a volume modification member had to be enlarged, the problem of changing a lot also had the configuration of a combustion chamber, and it was not realistic.

[0011] Moreover, in the 2nd thing, while having to build the drive of an eccentric sleeve into the connecting rod which repeats vertical movement and rocking thousands times per minute and the design being very difficult, when the increment in an inertial mass and reservation of endurance were taken into consideration, the implementation was difficult. moreover, the texture corresponding [ since oil pressure is used for the drive of an eccentric sleeve, generally the change of a compression ratio cannot carry out in two steps, but ] to operational status -- thin control was not completed.

[0012] Furthermore, in the 3rd thing, since only a crankshaft is moved up and down, a crankshaft is uncombinable with a change gear or a driveshaft soon. Therefore, special coupling which combined inner \*\*\*\*\* and outside \*\*\*\*\* needed to be used, and the coupling can also be equal to the engine maximum output, and reservation on the strength was also difficult.

[0013] Therefore, there is that [ no ] with which practical use was presented as an adjustable compression ratio internal combustion engine at the present stage, and the implementation was desired.

[0014] This invention was not accomplished in view of the above-mentioned situation, and it aims at offering the adjustable compression ratio internal combustion engine which can realize the stability and

positive control of a compression ratio, without changing basic structures, such as a connecting rod and a crankshaft, and the manner of support of those.

[0015]

[Means for Solving the Problem] The cylinder block with which the cylinder bore to which the piston at which the adjustable compression ratio internal combustion engine of this invention was supported by the small edge of a connecting rod reciprocates the interior in order to attain the above-mentioned purpose was formed, While connecting the crank case supported for the crankshaft which supports the large end of said connecting rod, enabling free rotation, and said cylinder block and said crank case It is characterized by having a compression ratio modification means to carry out to make these cylinder blocks and a crank case approach or desert in accordance with the shaft orientations of the abbreviation aforementioned cylinder bore.

[0016] Moreover, the adjustable compression ratio internal combustion engine of this invention is characterized by having an intake-pressure detection means to detect an inhalation-of-air system pressure, and the compression ratio modification means drive control means which determines a target compression ratio and drives said compression ratio modification means based on the detection result of this intake-pressure detection means.

[0017]

[Function] When an intake-pressure sensor detects the partialness throttle condition that the charging efficiency of gaseous mixture is low, for example, an eccentric cam is rotated in the predetermined direction and a cylinder block and a crank case are made to approach according to the adjustable compression ratio internal combustion engine of this invention. Then, the top dead center location of the piston to a combustion chamber rises, a compression ratio becomes high, high thermal efficiency is acquired, and fuel consumption also improves. On the other hand, when the full-throttle condition that the charging efficiency of gaseous mixture is high is detected, hard flow is made to rotate an eccentric cam and a cylinder block and a crank case are made to desert. Then, the top dead center location of the piston to a combustion chamber descends, a compression ratio becomes low, and knocking is prevented.

[0018]

[Example] Hereafter, one example of the adjustable compression ratio internal combustion engine by this invention is explained with reference to an attached drawing. As shown in drawing 1 , drawing 2 (A-A sectional view in drawing 1 ), and drawing 3 (B-B sectional view in drawing 1 ), the engine 1 of this example is a DOHC gasoline engine of a serial 4-cylinder (all over drawing, BC shows the center line of a boa), and the pumping system is equipped with the exhaust air turbo which is not illustrated. The crank case 4 supported for the crank journal 3 of a crankshaft 2, enabling free rotation consists of an upper crank case 5 and a ROAKU rank case 6, and where a crankshaft 2 is incorporated, it is concluded and unified with the bolt 7. The large end 10 of a connecting rod (it is hereafter called a connecting rod for short) 9 is supported free [ rotation ] by the crank pin 8 of a crankshaft 2. 11 are the oil pan mechanism attached in the lower limit side of the ROAKU rank case 6 among drawing, and 12 is an engine oil.

[0019] The cylinder block 13 is arranged at the right above section of a crank case 4, and the piston 15 has fitted in free [ sliding ] in the boa 14. If the piston 15 is supported by the small edge 17 of a connecting rod 9 free [ rocking ] through the piston pin 16 and a piston 15 reciprocates the inside of a boa 14, a crankshaft 2 will rotate. The cylinder head 20 in which the pumping bulbs 18 and 19, the valve gear which is not illustrated were included is carried in the upper limit side of a cylinder block 12, and a combustion chamber 21 is formed between the upper limit sides of a piston 14. In addition, a cylinder block 12 and the cylinder head 20 are firmly concluded by the cylinder-head bolt which is not illustrated. 22 are the water gallery for cooling water formed in a cylinder block 13 and the cylinder head 20 among drawing.

[0020] Now, with the engine 1 of this example, a crank case 4 and a cylinder block 13 are not united, and are combined by the cam shafts 23 and 24 for compression ratio modification of the-two right and left which are a compression ratio modification means (it is hereafter called a cam shaft for short). Both



the cam shafts 23 and 24 are equipped with the narrow diameter portion 26 which fits into the cam holder 25 formed in the right-and-left lower limit section of a cylinder block 13 free [ rotation ], and the major diameter 28 which fits into the cam holder 27 formed in the Hidari top right corner section of a crank case 4 free [ rotation ]. Both the cam shafts 23 and 24 are the so-called eccentric cams, and the core of a narrow diameter portion 26 has offset them on the horizontal and the outside to the core of a major diameter 28. Therefore, rotation of cam shafts 23 and 24 moves a cylinder block 13 up and down to a crank case 4.

[0021] As shown in drawing 1, a narrow diameter portion 26 is arranged in phase with a crank pin 8, just beside, i.e., the cross direction, of a center line BC of a boa, and the major diameter 28 is arranged in phase with between [ 3 ] the center lines BC of a boa (i.e., a crank journal). Among drawing, 29 and 30 are holder caps, and are in the condition incorporating cam shafts 23 and 24, and bolting is carried out to the cam holders 25 and 27, respectively. Moreover, 31 is a sealing strip which consists of elastic material, such as a spring steel plate and a rubber plate, and is infixed between the side plates 33 by which bolting was carried out to the transverse rib 32 formed in the cylinder block 13 on the side face of a crank case 4. In connection with \*\*\*\*\* of a cylinder block 13 and a crank case 4, elastic deformation of this sealing strip 31 is carried out, it takes up the clearance between both, and prevents invasion of the dust into an engine 1, the blow-by gas to atmospheric air, and the outflow of an engine oil.

[0022] As shown in drawing 4 (C-C sectional view in drawing 1), the worm drive 34 and servo motor 35 which are an eccentric cam shaft driving means are built into the center section of the cross direction of a crank case 4. The worm drive 34 consists of a worm gear 36 formed in the major diameter 28 of cam shafts 23 and 24 in one, and a hard drum type worm gear 37 which meshes to this worm gear 36. The hard drum type worm gear 37 is supported by the upper crank case 5 and the holder cap 30 free [ rotation ] by fitting and the tapered-roller bearing 38 of a pair with which it was equipped. The revolving shaft has fixed to the hard drum type worm gear 37, is controlled by the drive control unit which is not illustrated, and the rotation drive of the servo motor 35 is carried out in the direction of a forward/reverse rotation.

[0023] Both the engines 1 of this example are the so-called square engines a boa and whose strokes are 86mm, and the displacement per 1 cylinder is about 500 cc (total cubic displacement is about 1998 cc). Therefore, if a compression ratio is set to 9, the volume of a combustion chamber 21 will be set to 62.5 cc. As 9 is made into the criteria compression ratio and it was shown in drawing 4 in this case by this example, it is the core OS of the narrow diameter portion 26 of cam shafts 23 and 24. Core OL of a major diameter 28 The line to connect is level. In addition, core OS Core OL The amount of offset is 10mm.

[0024] On the other hand, as shown in drawing 5, in this example, it has ECU (Electronic Control Unit) 40 for performing various control about an engine 1. The information from the intake-pressure sensor 42 which detects the pressure in the inlet manifold 41 of an engine 1, the throttle sensor 44 which detects the closing motion rate of a throttle valve 43, and the knock sensor 45 which is attached in the cylinder head 20 and detects knocking inputs into ECU40. In addition, although the operation information on a large number, such as inspired air volume, cooling water temperature, and an intake-air temperature, inputs into ECU40, the publication is omitted here. Among drawing, 46 are an exhaust air turbo, pressurize the air inhaled from the air cleaner which is not illustrated, and supply it to the throttle-valve body 48 through a surge tank 47.

[0025] On the other hand, from ECU40, through the ignition driver which is not illustrated, a driving signal is outputted to the ignition plug 49, and a driving signal is outputted to a servo motor 35 through Motor Driver which does not illustrate this, either. In addition, from ECU40, although a driving signal is outputted to a fuel injector etc., the publication is omitted here. 50 are a linear encoder which detects the relative displacement of a crank case 4 and a cylinder block 13 among drawing, and the detection information is inputted into ECU40.

[0026] Hereafter, an operation of this example is described. At this example, if an engine 1 starts operation, ECU40 will perform compression ratio control by the predetermined control interval with fuel-injection control and ignition timing control. The basic information which is in charge of

compression ratio control is, the pressure, i.e., the intake pressure, in the inlet manifold 41 inputted from the intake-pressure sensor 42, for example, this serves as negative pressure at the time of an idling and the partialness throttle in a low rotation region. In ECU40, the target compression ratio according to extent of this negative pressure is set up, and the specified quantity drive of the servo motor 35 on either side is carried out in the direction of a RLC. Then, as shown in drawing 6, through the hard drum type worm gear 37, the right-hand side worm gear 36 rotates clockwise, and rotates the left-hand side worm gear 36 counterclockwise. If a worm gear 36 rotates, the cam shafts 23 and 24 of this and one are also rotated in this direction, and it is the core OS of a narrow diameter portion 26. Core OL of a major diameter 28 It receives and moves to a slanting lower part.

[0027] if a worm gear 36, i.e., the rotation include angle of cam shafts 23 and 24, is made into 20 degrees here -- core OS Core OL since the amount of offset is 10mm -- core OS Core OL it descends by about 3.4mm and the same is said of the cylinder block 13 to a crank case 4 -- amount descent will be carried out. In this case, the volume of a combustion chamber 21 is set to about 42.8 cc, and a theoretical compression ratio is set to 12.7. Consequently, an intake pressure becomes high by the rise of a real compression ratio also in the condition that a charging efficiency is low at negative pressure, and both an output and fuel consumption of thermal efficiency improve. In addition, it follows on rotation of cam shafts 23 and 24, and is the core OS of a narrow diameter portion 26. Core OL of a major diameter 28 Although it receives, it moves also inside and the movement magnitude is set to about 1.2mm by right and left at the rotation include angle of 20 degrees, this is absorbed by the elastic deformation of a crank case 4 and the cylinder head 13. Moreover, the movement magnitude to the crank case 4 of a cylinder block 13 is detected by the linear encoder 50, and performs feedback control based on this detection result in ECU40.

[0028] On the other hand, in the high rotation region where the time of the full throttle in a low rotation region and the supercharge by the exhaust air turbo 46 are performed briskly, an intake pressure rises rapidly. Also in this case, by ECU40, the target compression ratio according to extent of this intake pressure is set up, and the specified quantity drive of the servo motor 35 on either side is shortly carried out in the direction of a RRC. Then, through [ as shown in drawing 7 ] the hard drum type worm gear 37, it rotates counterclockwise, the left-hand side worm gear 36 rotates clockwise, and the right-hand side worm gear 36 is the core OS of a narrow diameter portion 26 contrary to the above-mentioned. Core OL of a major diameter 28 It receives and moves to the slanting upper part.

[0029] if a worm gear 36, i.e., the rotation include angle of cam shafts 23 and 24, is made into 20 degrees here -- core OS Core OL it goes up by about 3.4mm, and the same is said of the cylinder block 13 to a crank case 4 -- an amount rise will be carried out. In this case, the volume of a combustion chamber 21 is set to about 82.2 cc, and a theoretical compression ratio is set to 7.1. Consequently, high power is obtained, while a real compression ratio does not go up by the condition that an intake pressure is high and that a charging efficiency is high, so much but knocking is prevented in it.

[0030] When making a crank case 4 and a cylinder block 13 displaced relatively in the vertical direction as mentioned above, a bulb drive poses some problem. That is, the cam shaft which constitutes the valve gear in the cylinder head 20 from an OHC engine is driven with the crankshaft 2 through a cam chain or a timing belt. Therefore, change of the distance of a crankshaft 2 and the cylinder head 20 will upset valve timing. That detail is not indicated although this problem is solved in this example by synchronizing a cam chain and the idler pulley of a timing belt with migration of the cylinder head 13, and moving them by the servo motor or the easy link mechanism. In addition, when replacing with a cam chain etc. and adopting a shaft drive, if spline association is used, this problem can be solved easily.

[0031] On the other hand, when it changes from partialness throttle conditions, such as performing sudden acceleration in a low rotation region, to a full-throttle condition rapidly, the following control is performed in this example. In ECU40, when the opening speed of the throttle valve 43 detected by the throttle sensor 44 is higher than a predetermined value, a servo motor 35 is driven in the direction in which a compression ratio becomes low, the specified quantity retard of the ignition timing is carried out to coincidence from MBT (Minimum advance for the Best Torque), and the ignition plug 49 is driven.

Then, the firing pressure in a combustion chamber 21 declines as everyone knows, and knocking is prevented beforehand. In addition, as for the amount of drives of a servo motor 35, or the amount of retard of ignition timing, it is desirable to take the method which performs learning control which made opening speed of a throttle valve 43 the parameter.

[0032] It is canceled with the fall of a compression ratio, and the retard of this ignition timing returns to MBT, when a target compression ratio is obtained. Therefore, the fall of the fuel consumption by the retard of ignition timing is stopped to the minimum. Moreover, also when a knock sensor 45 detects knocking, the fall of a compression ratio and the retard of ignition timing are used together like this, and knocking is prevented.

[0033] Although explanation of one suitable example of this invention is finished above, the mode of this invention is not restricted to this example. For example, although the amount of offset of the narrow diameter portion 26 of cam shafts 23 and 24 and a major diameter 28 was set to 10mm in the above-mentioned example, this numeric value can be set as arbitration and can also determine that rotation include angle according to the amount of need modification of a compression ratio. Moreover, a cam shaft 23 and 24 comrades are connected by a gear etc., and may be made to carry out synchronous rotation, and a step motor, an oil hydraulic cylinder, etc. may be used as the driving means. Furthermore, electric control which was mentioned above is not performed but it may be made to perform 23 of a cam shaft, and the drive of 24 manually according to fluctuation of the octane value of a fuel etc.

[0034] It is good even if the same in the physical relationship, as it was shown in drawing 8 on the other hand, although physical relationship of the narrow diameter portion 26 of the cam shafts 23 and 24 on either side and a major diameter 28 was made into bilateral symmetry in the above-mentioned example. In this case, relative displacement with the core of a narrow diameter portion 26 and the core of a major diameter 28 accompanying rotation serves as the same direction by the cam shafts 23 and 24 on either side, and the elastic deformation of a crank case 4 and the cylinder head 13 is lost. Moreover, although the above-mentioned example is adopted as straight engine, it may be adopted as a V-type engine and you may make it arrange three or more numbers of a cam shaft, as shown in drawing 9. Furthermore, as a compression ratio modification means, it may replace with a cam shaft and a ball screw, a rack device, etc. may be adopted.

[0035]

[Effect of the Invention] As mentioned above, since a compression ratio modification means is used and it was made to make a cylinder block and a crank case approach or desert in accordance with the shaft orientations of an abbreviation cylinder bore as explained to the detail, while it becomes possible to change a compression ratio suitably according to the charging efficiency of gaseous mixture and the reduction of fuel consumption and the improvement in an output in the time of a partialness throttle etc. can be aimed at, knocking which can be set at the time of a full throttle is also prevented.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

[Claim(s)]

[Claim 1] The adjustable compression ratio internal combustion engine characterized by having a compression ratio modification means to make these cylinder blocks and a crank case approach or desert in accordance with the shaft orientations of the abbreviation aforementioned cylinder bore while connecting the cylinder block with which the cylinder bore to which the piston supported by the small edge of a connecting rod reciprocates the interior was formed, the crank case supported for the crankshaft which supports the large end of said connecting rod, enabling free rotation, and said cylinder block and said crank case.

[Claim 2] The adjustable compression ratio internal combustion engine according to claim 1 with which said compression ratio modification means is characterized by consisting of an eccentric cam shaft of at least a Uichi Hidari pair infixed between said cylinder blocks and said crank cases, and an eccentric cam shaft driving means which rotates these eccentric cams.

[Claim 3] The adjustable compression ratio internal combustion engine according to claim 2 characterized by said eccentric cam shaft driving means consisting of the worm gear formed in said eccentric cam shaft, a worm gear which meshes to this worm gear, and a motor which carries out the rotation drive of this worm gear.

[Claim 4] The adjustable compression ratio internal combustion engine according to claim 1 characterized by having an intake-pressure detection means to detect an inhalation-of-air system pressure, and the compression ratio modification means drive control means which determines a target compression ratio and drives said compression ratio modification means based on the detection result of this intake-pressure detection means.

[Claim 5] The adjustable compression ratio internal combustion engine according to claim 3 characterized by having a valve-opening speed detection means to detect the closing motion rate of a throttle valve, and the compression ratio modification means drive control means which amends said target compression ratio and drives said compression ratio modification means based on the detection result of this valve-opening speed detection means.

---

[Translation done.]

**\*NOTICES\***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

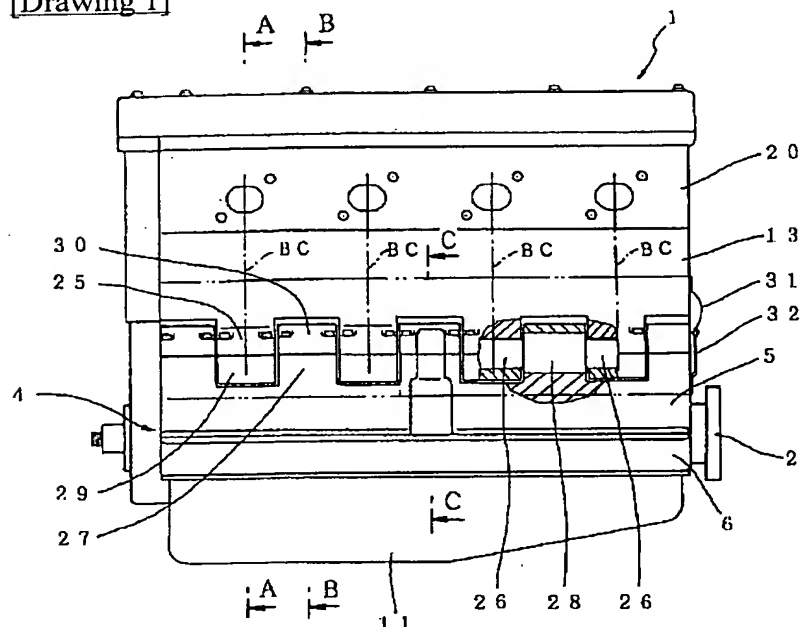
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

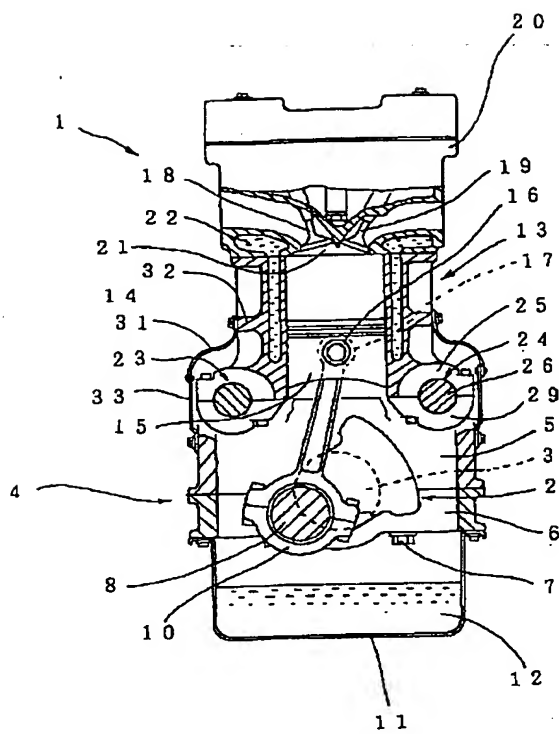
**DRAWINGS**

---

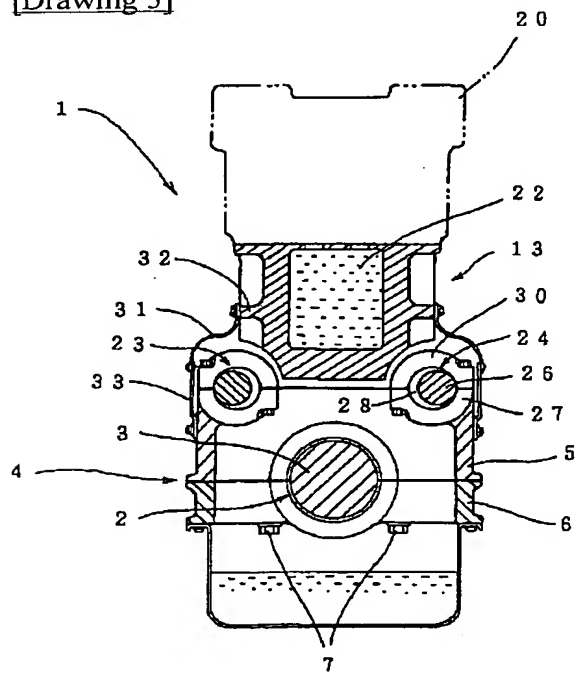
[Drawing 1]



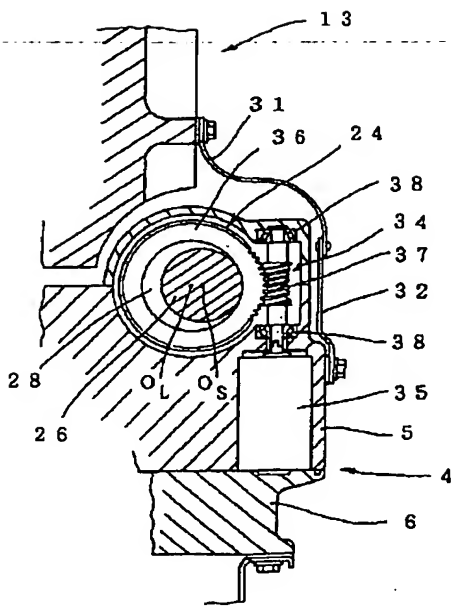
[Drawing 2]



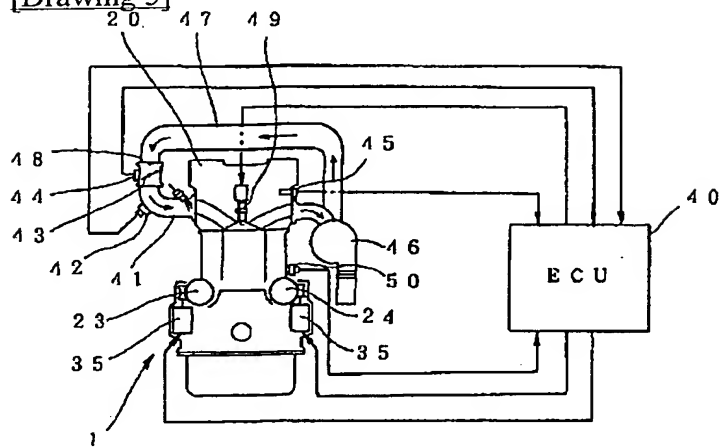
[Drawing 3]



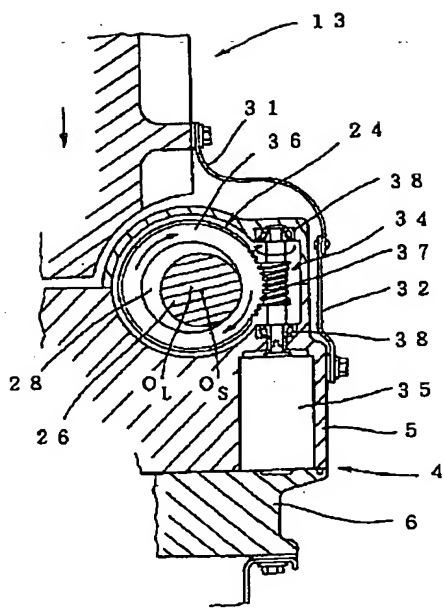
[Drawing 4]



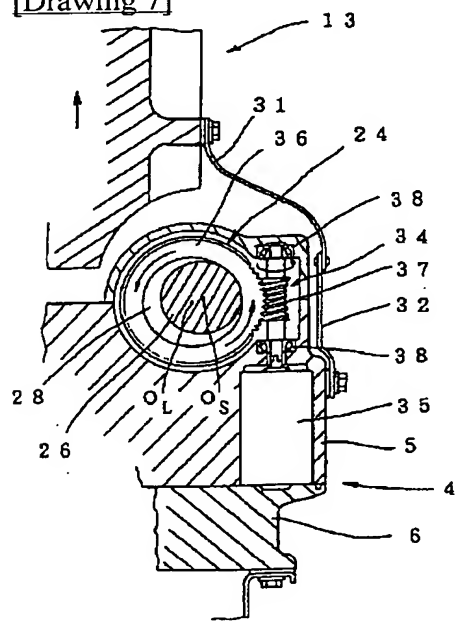
[Drawing 5]



[Drawing 6]

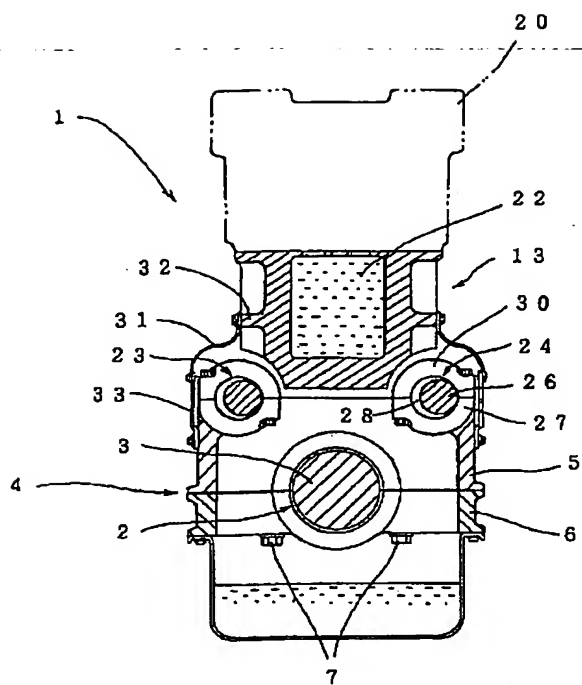


[Drawing 7]

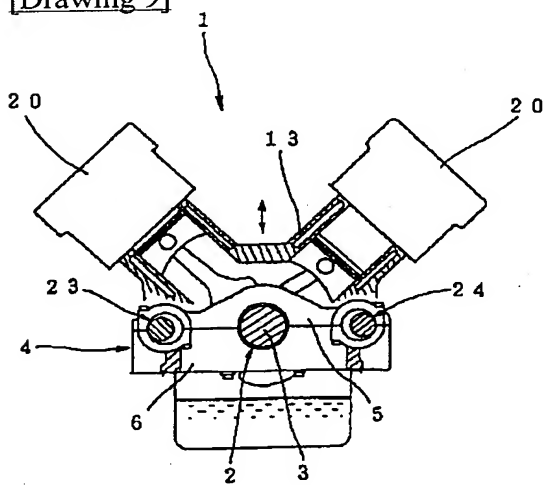


[Drawing 8]





[Drawing 9]



[Translation done.]